

PUB-NO: DE004327490A1

DOCUMENT-IDENTIFIER: DE 4327490 A1

TITLE: Method for controlling the charge  
cycle of an internal combustion engine

PUBN-DATE: February 23, 1995

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

GUENTHER, MICHAEL DIPL ING

COUNTRY

DE

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

DAIMLER BENZ AG

COUNTRY

DE

APPL-NO: DE04327490

APPL-DATE: August 16, 1993

PRIORITY-DATA: DE04327490A ( August 16, 1993)

INT-CL (IPC): F01L005/04, F01L001/18 , F01L001/04

EUR-CL (EPC): F01L005/04 ; F01L013/00

US-CL-CURRENT: 123/188.1

ABSTRACT:

The invention relates to a method for controlling the charge cycle of an internal combustion engine with a combustion chamber and with inlet and exhaust ports opening out into the said chamber, the gas flow in the inlet port being controlled by a piston slide valve, positively controlled by way of a control cam, a part of the piston slide valve partially defining

the combustion  
chamber.

In order to form a charge cycle control of the generic type as simply and economically as possible so that the thermodynamic efficiency of the internal combustion engine is improved in the partial load range, it is proposed according to the invention that at least one piston slide valve be used as control element for load control and that the lift of the piston slide valve be variable by varying the cam control curve of the control cam and/or by varying the lifting curve of the piston slide valve as a function of operating parameters of the internal combustion engine, in such a way that, at full load, the geometric compression ratio is smaller than at partial load.



⑬ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 43 27 490 A 1**

⑤ Int. Cl.<sup>8</sup>:  
**F 01 L 5/04**  
F 01 L 1/18  
F 01 L 1/04

⑳ Aktenzeichen: P 43 27 490.0  
㉑ Anmeldetag: 16. 8. 93  
㉒ Offenlegungstag: 23. 2. 95

DE 43 27 490 A 1

㉓ Anmelder:

Mercedes-Benz Aktiengesellschaft, 70327 Stuttgart,  
DE

㉔ Erfinder:

Günther, Michael, Dipl.-Ing., 89150 Laichingen, DE

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤④ Verfahren zur Gaswechselsteuerung einer Brennkraftmaschine

⑤⑦ Die Erfindung bezieht sich auf ein Verfahren zur Gaswechselsteuerung einer Brennkraftmaschine mit einem Brennraum und mit in diesen mündenden Ein- und Auslaßkanälen, wobei die Steuerung des Gasstromes in dem Einlaßkanal durch einen über eine Steuernocke zwangsgesteuerten Kolbenschieber erfolgt, wobei ein Teil des Kolbenschiebers den Brennraum teilweise begrenzt.

Um eine gattungsgemäße Gaswechselsteuerung möglichst einfach und kostengünstig so auszubilden, daß der thermodynamische Wirkungsgrad der Brennkraftmaschine im Teillastbereich verbessert wird, wird erfindungsgemäß vorgeschlagen, daß mindestens ein Kolbenschieber als Steuerorgan zur Lastregelung verwendet wird und der Hub des Kolbenschiebers durch Veränderung der Nockensteuerkurve des Steuernockens und/oder durch die Veränderung der Hubkurve des Kolbenschiebers in Abhängigkeit von Betriebsparametern der Brennkraftmaschine derart veränderbar ist, daß bei Vollast das geometrische Verdichtungsverhältnis kleiner ist als bei Teillast.

DE 43 27 490 A 1

Die Erfindung bezieht sich auf ein Verfahren zur Gaswechselsteuerung einer Brennkraftmaschine gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Aus der DE-Z Motorrad 1/1979, S. 26f ist bereits ein Verfahren zur Gaswechselsteuerung der gattungsgemäßen Art bekannt. Im Zylinderkopf einer Brennkraftmaschine mit zwei Kurbelwellen, zwei Kolben und einem gemeinsamen Brennraum sind zwei über Nocken zwangsgesteuerte Gleitschieber in Gaswechselkanälen (Ein- und Auslaßkanäle) angeordnet, wobei durch die Gleitschieber die Gasströme der Ein- und Auslaßkanäle geregelt werden.

Zum allgemeinen Hintergrund wird noch auf die Druckschriften DE-OS 25 14 727, DE-OS 27 36 944, DE-OS 29 09 926, DE-OS 37 01 480, DE-OS 38 33 524, DE-OS 38 37 678, DE-GN 89 10 835, EP 0 114 184 und US 4 708 096 verwiesen.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein gattungsgemäßes Verfahren und eine Vorrichtung zur Durchführung dieses Verfahrens so auszubilden, daß der thermodynamische Wirkungsgrad der Brennkraftmaschine im Teillastbereich verbessert wird.

Die Aufgabe ist erfindungsgemäß durch die im Kennzeichen des Hauptanspruches gegebenen Merkmale gelöst.

Ein Vorteil der erfindungsgemäßen Gaswechselsteuerung liegt darin, daß durch die Veränderung des Kolbenschieberhubes das Volumen des Brennraumes beeinflussbar ist. Beispielsweise ist im Teillastbereich der Brennkraftmaschine bei geringerer Zylinderfüllung das Kompressionsvolumen verringerbar, wodurch das geometrische Verdichtungsverhältnis erhöht wird.

Bei Ottomotoren wird durch die erfindungsgemäße Gaswechselsteuerung die Lastregelung im Einlaßkanal anstelle einer Drosselklappe direkt mit dem Kolbenschieber vorgenommen. Dadurch werden Strömungsverluste im Teillastbereich bei der Umströmung der Drosselklappe vermieden.

Die Ausgestaltung der Erfindung nach den Ansprüchen 2 und 3 sind bevorzugte Vorrichtungen zur Durchführung der erfindungsgemäßen Gaswechselsteuerung.

Weitere Ausgestaltungen und Vorteile der Erfindung gehen aus der Beschreibung hervor.

In den Zeichnungen ist die Erfindung anhand zweier Ausführungsbeispiele näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 in einem ersten Ausführungsbeispiel eine Prinzipzeichnung einer Brennkraftmaschine mit einem Kolben, einem Zylinder und einem Brennraum, in den Ein- und Auslaßkanäle münden, deren Gasströme von nokkengesteuerten Kolbenschiebern gesteuert werden,

Fig. 2 den Kolbenschieber auf der Einlaßseite aus Fig. 1 nebst Steuernocke in zwei Grenzstellungen für Vollast, wobei die Grenzstellung für den geöffneten Einlaßkanal durchgezogen und für den geschlossenen Einlaßkanal strichliert dargestellt ist,

Fig. 3 einen Kolbenschieber analog Fig. 2 für Nullast bei geschlossenem Einlaßkanal in und zwischen beiden Grenzstellungen des Kolbenschiebers,

Fig. 4 eine Seitenansicht des Kolbenschiebers aus Fig. 2 und 3 nebst konischer Steuernocke in zwei Grenzstellungen für Teillast,

Fig. 5 in einem zweiten Ausführungsbeispiel eine Prinzipzeichnung einer Betätigungseinrichtung des Kolbenschiebers, die einen in Hubrichtung des Kolbenschiebers bewegbaren und drehbaren Kipphebel umfaßt, an dem der Steuernocken und der Kolbenschieber

kraftschlüssig anliegen, in zwei Grenzstellungen des Kolbenschiebers bei Vollast, wobei die Grenzstellung für den geöffneten Einlaßkanal strichliert und die Grenzstellung für den geschlossenen Einlaßkanal durchgezogen dargestellt ist und

Fig. 6 eine Prinzipzeichnung analog Fig. 5 in zwei Grenzstellungen des Kolbenschiebers für Nullast.

Fig. 1 zeigt in einem ersten Ausführungsbeispiel eine Prinzipzeichnung einer Brennkraftmaschine 1 mit einem Motorgehäuse 2, einem Zylinderkopf 3, einem Zylinder 4 und einem Kolben 5, der über ein Pleuel 6 auf eine Kurbelwelle 7 arbeitet.

Im Zylinderkopf 3 befinden sich zwei Gaswechselkanäle, wobei der erste ein Einlaßkanal 8 und der zweite ein Auslaßkanal 9 ist, die beide in einen Brennraum 10 münden.

Der Gasstrom in den Gaswechselkanälen wird von zwei Kolbenschiebern 11 und 12 mit Gleitbolzen 13 und 14 über zwei obenliegende Nockenwellen 15 und 16 mit Steuernocken 17 und 18 gesteuert. Ventildfedern 19 und 20 drücken die Kolbenschieber 11 und 12 mit ihren Gleitbolzen 13 und 14 gegen die Steuernocken 17 und 18, so daß eine permanente kraftschlüssige Verbindung zwischen diesen und den Gleitbolzen 13 und 14 der Kolbenschieber 11 und 12 besteht.

An den dem Brennraum 10 zugewandten Enden der Kolbenschieber 11 und 12 sind Kolbenringe 21 und 22 angeordnet, die den Brennraum 10 zu den Kolbenschiebern 11 und 12 abdichten.

Die Steuernocken 17 und 18 sind konisch (siehe Fig. 4) und axial in der in Fig. 4 durch Pfeile  $\longleftrightarrow$  gekennzeichneten Richtung verschiebbar. Durch die axiale Verschiebbarkeit der Steuernocken 17 und 18 wird erreicht, daß die Hubhöhe H der Kolbenschieber 11 und 12 variierbar ist und diese somit, bei geschlossenen Gaswechselkanälen, unterschiedlich weit in den Brennraum 10 eintauchbar sind, wodurch das Kompressionsvolumen  $V_c$  und damit das geometrische Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  veränderbar ist ( $\epsilon = (V_H + V_c)/V_c$   $V_H$  = Hubvolumen,  $V_c$  = Kompressionsvolumen).

Fig. 2 zeigt den Kolbenschieber 11 aus Fig. 1 nebst Steuernocke 17 in zwei Grenzstellungen für Vollast, wobei das Kompressionsvolumen  $V_c$  relativ groß und damit das Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  verhältnismäßig niedrig ist. Gleiche Bauteile aus Fig. 1 werden mit gleichen Bezugszeichen gekennzeichnet. Die Grenzstellung für den geöffneten Einlaßkanal 8 ist durchgezogen und jene für den geschlossenen Einlaßkanal 8 strichliert dargestellt.

In Fig. 3 ist der Kolbenschieber 11 analog Fig. 2 dargestellt, jedoch für zwei Grenzstellungen bei Nullast, bei geschlossenem Gaswechselkanal in und zwischen beiden Grenzstellungen des Kolbenschiebers 11, wobei das Kompressionsvolumen  $V_c$  gering und das Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  maximal ist.

Fig. 4 zeigt eine Seitenansicht des Kolbenschiebers 11 nebst konischer Steuernocke 17 in zwei Grenzstellungen für Teillast (mittleres Kompressionsvolumen  $V_c$ , mittleres Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$ ) in einer Ansicht normal zur axialen Verstellrichtung des Steuernockens 17.

Die Grenzstellung für den teilweise geöffneten Einlaßkanal 8 ist durchgezogen und jene für den geschlossenen Einlaßkanal 8 strichliert dargestellt.

In Fig. 5 ist in einem zweiten Ausführungsbeispiel eine Prinzipzeichnung einer Betätigungseinrichtung 23 für einen Kolbenschieber 24 in zwei Grenzstellungen für Vollast (großes Kompressionsvolumen  $V_c$ ) dargestellt. Die Betätigungseinrichtung 23 umfaßt einen in

Hubrichtung des Kolbenschiebers 24 bewegbaren und drehbaren Kipphebel 25, an dem ein Steuernocken 26 und der Kolbenschieber 24 an Auflageflächen 27 und 28 kraftschlüssig anliegen.

Die Grenzstellung für einen geöffneten Einlaßkanal 8 ist strichliert und die Grenzstellung für den geschlossenen Einlaßkanal 8 durchgezogen dargestellt.

Der Kipphebel 25 ist an seinem Ende 29 in einem Lager 30 drehbar gelagert. Dieses ist an einem hydraulisch betätigten Kolben 31 befestigt, der seinerseits in einem Zylinder 32 radial geführt und vertikal verschieblich ist. Durch die vertikale Beweglichkeit des Kolbens 31 ist das Ende 29 nebst Lager 30 des Kipphebels 25 in Richtung der Hubbewegung des Kolbenschiebers 24 vertikal verschiebbar.

Eine als Schenkelfeder ausgeführte Ventilfeeder 33 drückt den Kolbenschieber 24 permanent gegen die Auflagefläche 28 des Kipphebels 25 (Rückstellkraft), wodurch während des gesamten Arbeitszyklusses des Ventiltriebes eine kraftschlüssige Verbindung zwischen Steuernocken 26 und Kipphebel 25 (Auflagefläche 27) sichergestellt ist.

Durch die Lage des Kolbens 31 und einen Hebel 1<sub>1</sub> zwischen Lager 30 und der Auflagefläche 27 sowie einen Hebel 1<sub>2</sub> zwischen den beiden Auflagefläche 27 und 28 ist die Lage des Endes 29 des Kipphebels 25 und damit die Lage des Kolbenschiebers 24 vor Beginn seines Hubes H festgelegt. Durch die Drehung der Nocke 26 wird der Kolbenschieber 24 um den Hub H bewegt.

Je nach Stellung des Kolbens 31 zu Beginn des Einlaßtaktes öffnet der Kolbenschieber 24 den Einlaßkanal 8 ganz (Vollast) oder teilweise (Teillast, Leerlauf) oder verschließt ihn permanent (Nullast).

Der Steuernocken 26 ist in dieser Anordnung zylinderförmig, da die relative Lage des Kolbenschiebers 24 zum Einlaßkanal 8 durch die Lage des Kipphebels 25 festgelegt wird und die Hubhöhe H des Kolbenschiebers 24 nicht verändert zu werden braucht. Erfindungsgemäß erfolgt die Veränderung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses  $\epsilon$  und die Lastregelung (Zylinderfüllung) synchron. So ist bei Vollast der Kolben 31 ganz in dem Zylinder 32 eingefahren, so daß der Einlaßkanal 8 im Einlaßtakt durch den Kolbenschieber 24 ganz geöffnet wird und die Füllung des Zylinders 4 (siehe Fig. 1) entsprechend groß ist. Das Kompressionsvolumen  $V_c$  ist verhältnismäßig groß und damit das geometrische Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon$ ) relativ klein.

Umgekehrt wird im niederen Teillastbereich der Kolben 31 angehoben, wodurch der Kipphebel 25 derart gedreht wird, daß der Kolbenschieber 24 den Einlaßkanal 8 nur teilweise öffnet und somit der Zylinder eine geringere Füllung erhält. Während des Verdichtungs taktes taucht der Kolbenschieber 24 (Kolbenschieberhub H) tiefer in den Brennraum 10 ein als bei Vollast, wodurch das Kompressionsvolumen  $V_c$  entsprechend verringert und damit das geometrische Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  erhöht wird. Das maximale Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  wird bei Nullast (siehe Fig. 6) erreicht.

In Fig. 6 ist eine Prinzipzeichnung analog Fig. 5 in zwei Grenzstellungen des Kolbenschiebers 24 für Nullast (maximales geometrisches Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$ ) bei geschlossenem Gaswechselkanal in und zwischen beiden Grenzstellungen des Kolbenschiebers 24 dargestellt. Für gleiche Bauteile aus Fig. 5 werden gleiche Bezugszeichen verwendet.

Die bei der Abdichtung der Kolbenschieber verwendeten Kolbenringe streichen bei der Hubbewegung der Kolbenschieber an den Kanten der Gaswechselkanäle

vorbei, weshalb die umfangsmäßige Erstreckung der Gaskanalmündungen bezüglich der Kolbenschieber möglichst gering zu halten ist oder in die Gaskanalmündungen ein Steg zur Kolbenringführung vorgesehen werden muß.

Zur Vergrößerung des wirksamen Querschnittes für den Gaswechsel kann der Kolbenschieber nebst zugehörigem Zylinder oval ausgebildet sein.

In einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung kann selbstverständlich auch im zweiten Ausführungsbeispiel der Steuernocken konisch ausgebildet und axial verschieblich sein.

#### Patentansprüche

1. Verfahren zur Gaswechselsteuerung einer Brennkraftmaschine mit einem Brennraum und mit in diesen mündenden Ein- und Auslaßkanälen, wobei die Steuerung des Gasstromes in dem Einlaßkanal durch einen über eine Steuernocke zwangsgeordneten Kolbenschieber erfolgt, wobei ein Teil des Kolbenschiebers den Brennraum teilweise begrenzt, dadurch gekennzeichnet, daß zur Leistungsregelung mindestens ein Kolbenschieber (11, 12, 24) als Steuerorgan im Einlaßkanal (8) verwendet wird und der Hub (H) des Kolbenschiebers (11, 12, 24) durch Veränderung der Nockensteuerkurve des Steuernockens (17, 18, 26) und/oder durch Veränderung der Ausgangslage des Kolbenschiebers (11, 12, 24) bezogen auf den Beginn seines Hubes (H) bei Vollast in Abhängigkeit von Betriebsparametern der Brennkraftmaschine (1) derart veränderbar ist, daß bei Vollast das geometrische Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon$ ) kleiner ist als bei Teillast.
2. Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Steuernocken (17, 18, 26) konisch ausgebildet und axial verschieblich ist.
3. Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Steuernocken (26) und Kolbenschieber (24) ein über eine Betätigungseinrichtung (23) in Hubrichtung des Kolbenschiebers (24) bewegbarer Kipphebel (25) angeordnet ist, an dem der Steuernocken (26) und der Kolbenschieber (24) in einem Hebelabstand (1<sub>2</sub>) kraftschlüssig anliegen.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

Fig. 1

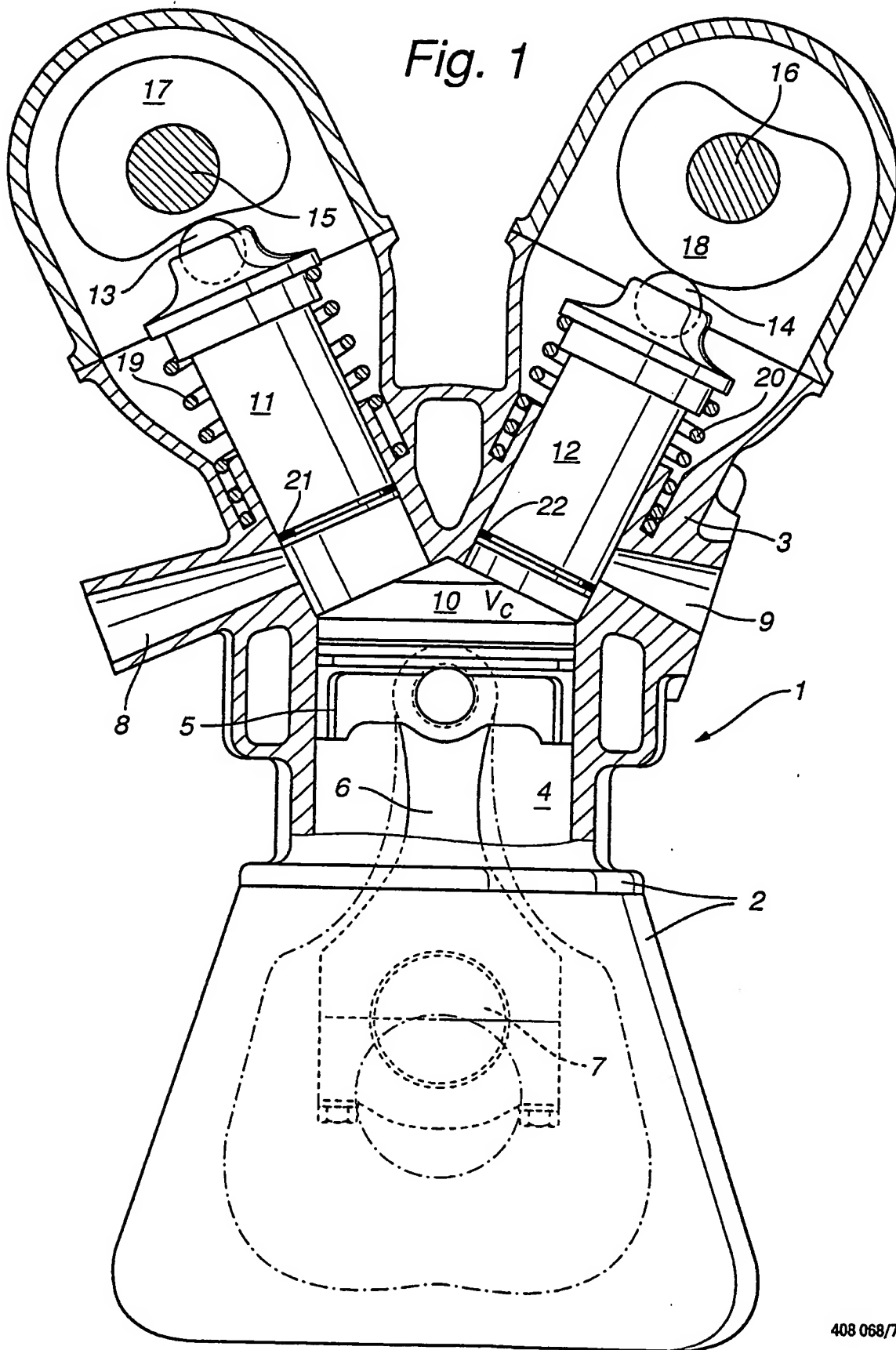


Fig. 2

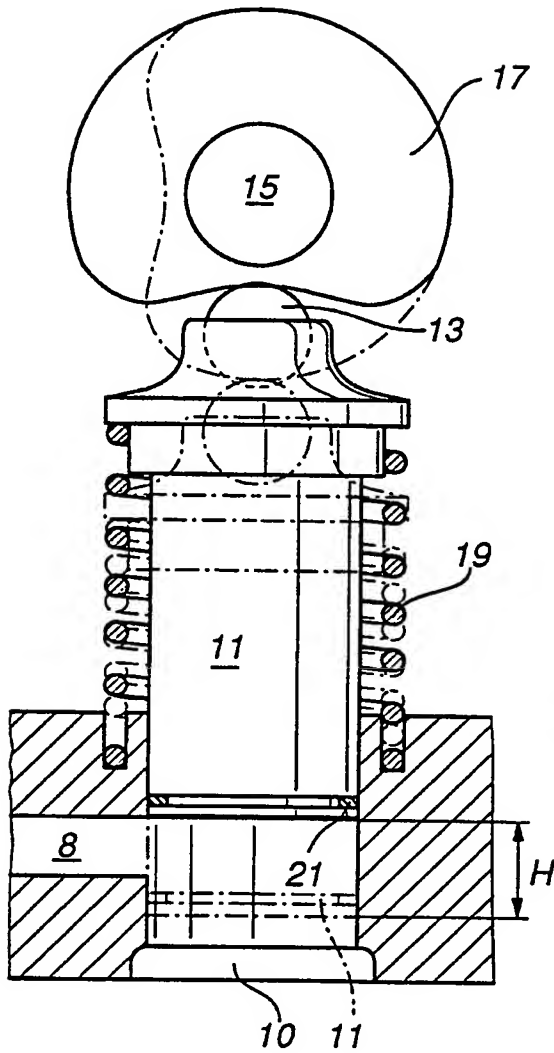
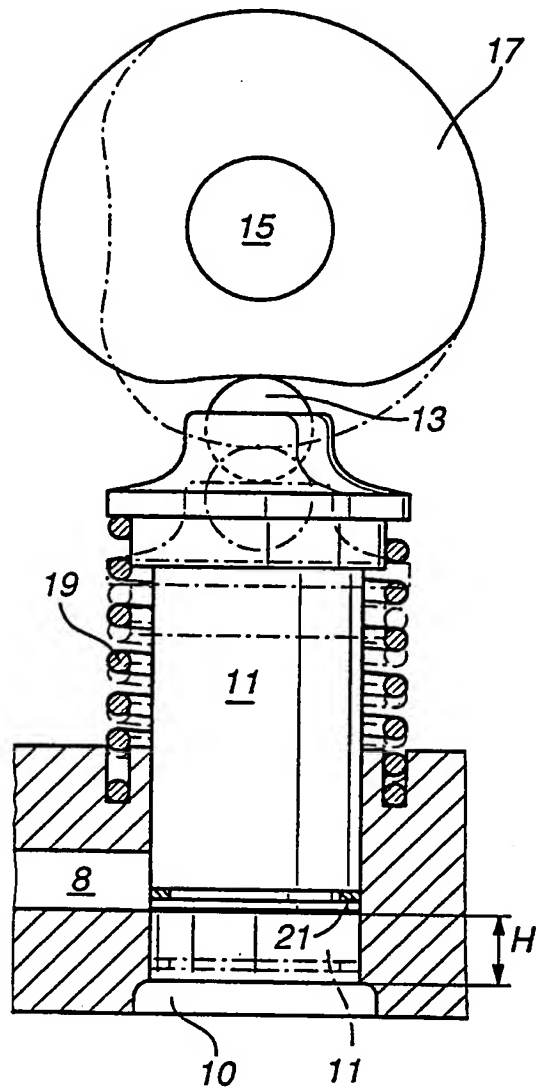
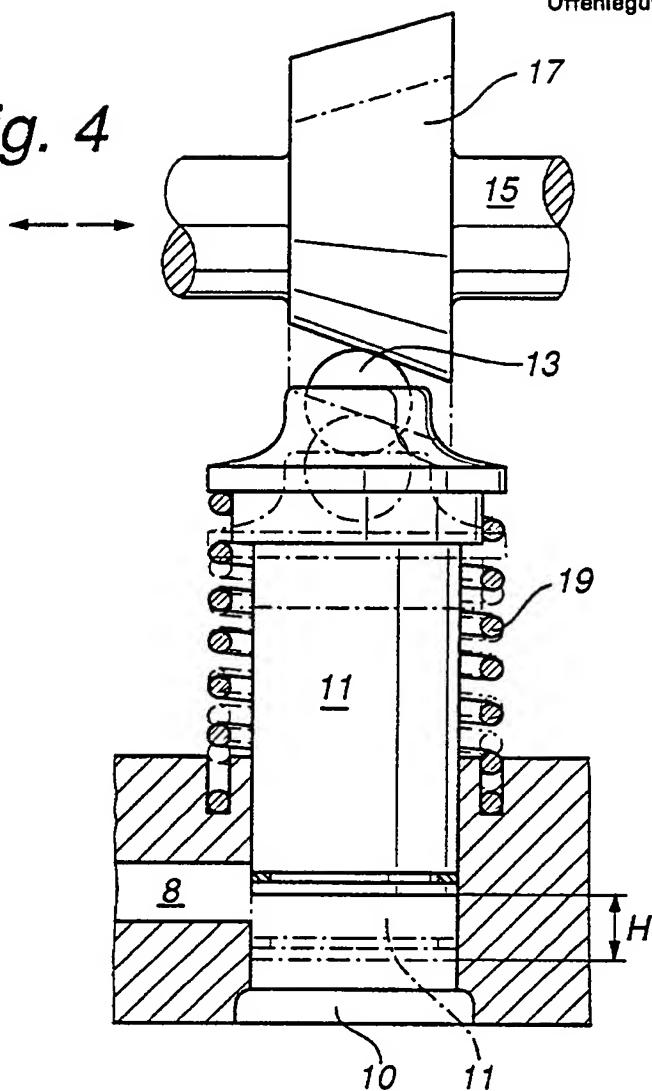


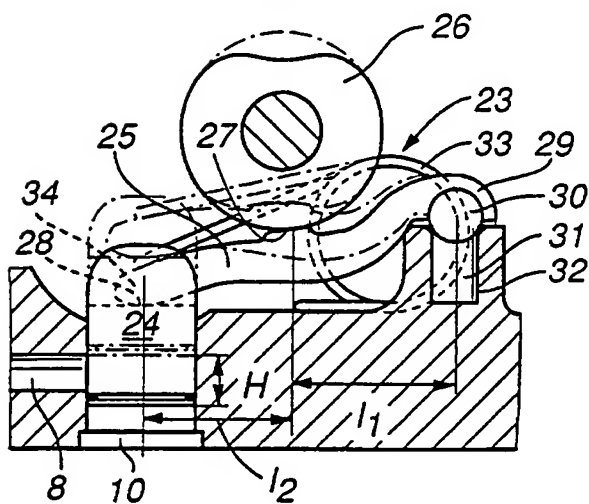
Fig. 3



*Fig. 4*



*Fig. 5*



*Fig. 6*

